

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Využití odpadního tepla z chlazení šroubového kompresoru

Exploitation of Waste Heat from Cooling a Screw Compressor

Student:

Bc. Miroslav Anlauf

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Matoušek, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Anlauf**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Využití odpadního tepla z chlazení šroubového kompresoru**
Exploitation of Waste Heat from Cooling a Screw Compressor

Zásady pro vypracování:

1. Provedení měření části odpadního tepla pro dva provozní stavy ohřevu TUV.
2. Výpočet a konstrukční návrh výměníku na využití odpadního tepla ze šroubového kompresoru.
3. Projekt zapojení výměníku a rozvodů TUV a zásobníku TUV.
4. Ekonomické vyhodnocení využití odpadního tepla pro ohřev TUV.

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] SCHNELLER, J., HLAVÁČKA, V. *Význam termické účinnosti při výpočtech jednoduchých i složitějších teplosměnných systémů*. Strojírenství, vyd. 22, 1972.
- [2] RAŽNJEVIČ, K. *Termodynamické tabulky*. Praha: Alfa, 1983.
- [3] SAZIMA, M. *Sdílení tepla*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1980.
- [4] JIROUŠ, F., MARVAN, B. *Experimentální cvičení. Měření v tepelné energetice*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1983.
- [5] RAJNIAK, I. a kol.. *Tepelno - energetické a emisné merania*. Ister Science, Bratislava, 1997.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Matoušek, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. 5. 2012

Miroslav Ambař
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2012


.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Miroslav Anlauf

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Fügnerova 73, Opava – část Kateřinky, 747 05

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ANLAUF, M. *Využití odpadního tepla z chlazení šroubového kompresoru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 55 s. Vedoucí práce: Matoušek, J.

Diplomová práce se zabývá problematikou využití odpadního tepla z chlazení šroubového kompresoru pro ohřev užitkové vody. V úvodní části práce bylo provedeno měření na šroubovém kompresoru, kde byly získány potřebné údaje při původním způsobu chlazení šroubového kompresoru. Na základě těchto naměřených hodnot byl proveden výpočet a konstrukční návrh rekuperačního trubkového výměníku tepla. Součástí konstrukčního návrhu je i výkresová výrobní dokumentace. Dále byl vypracován projekt zapojení tepelného výměníku, rozvodů pro chlazení šroubového kompresoru a ohřev užitkové vody v zásobníku, včetně vypracování tepelného a regulačního schématu. V závěru práce byla provedena ekonomická bilance celého projektu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ANLAUF, M. *Exploitation of Waste Heat from Cooling a Screw Compressor: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 55 p. Thesis head: Matoušek, J.

Master thesis deals with utilization of waste heat from cooling a screw compressor for heating of service water. Measurement on a screw compressor was performed in the beginning of the master thesis, where the necessary data for original cooling method were obtained. Calculation and design of a recuperative pipe heat exchanger was performed based on these measured values. Production drawing documentation is a part of the engineering design. Further, a project for connection of a heat exchanger, distributions for cooling a screw compressor and heating of service water in a tank, including elaboration of thermal and regulation scheme, was performed. Economic evaluation of the whole project was done in the end of the master thesis.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
0 Úvod	11
1 Popis a rozdělení výměníků tepla [1] [4] [5]	11
1.1 Rozdělení dle druhu přenosu	12
1.2 Rozdělení dle přestupu tepla	12
1.3 Rozdělení dle směru proudění	13
1.4 Rozdělení dle konstrukce	14
2 Zpětné získávání tepla (ZZT)	15
3 Popis šroubového kompresoru	15
4 Měření části odpadního tepla pro dva provozní stavy ohřevu TUV	18
5 Zpracování návrhu tepelného výměníku	19
5.1 Výpočet tepelné bilance navrhovaného trubkového výměníku	19
5.1.1 Výpočet bilance pro olej	20
5.1.2 Výpočet bilance pro vodu	25
5.2 Výpočet základních parametrů výměníku	29
5.3 Konstrukční řešení výměníku	30
5.4 Vstupní a výstupní potrubí pro vodu a olej	31
6 Projekt zapojení výměníku a rozvodů TUV včetně zásobníku	32
6.1 Popis jednotlivých technologických součástí	32
6.1.1 Vstupní a výstupní příruby pro vodu a olej	32
6.1.2 Akumulační nádrž RBC 2000 [10]	32
6.1.3 Elektrické topné těleso s termostatickou hlavicí [10]	35
6.1.4 Expanzní nádoba pro topné systémy MB 12 IN LINE [10]	37
6.1.5 Teploměry [10]	39
6.1.6 Tlakovoměry [10]	40
6.1.7 Pojistný ventil [10]	41

6.1.8	Odvzdušňovací ventil [10].....	41
6.1.9	Vypouštěcí a napouštěcí ventil [10].....	42
6.1.10	Kulový kohout závitový ovládaný pákou [12]	43
6.1.11	Oběhové teplovodní čerpadlo [14].....	44
6.1.12	Oběhové olejové čerpadlo	46
6.1.13	Řídící jednotka čerpadla a ventilátoru včetně teplotních čidel [15]	46
6.2	Popis tepelného schématu.....	46
6.3	Systémová regulace projektu	47
7	Ekonomické vyhodnocení využití odpadního tepla	48
7.1	Provozní náklady stávajícího ohřevu teplé vody plynem.....	48
7.2	Pořizovací náklady na ohřev teplé vody odpadním teplem z kompresoru.....	49
7.3	Ekonomická efektivnost investic [17].....	50
8	Závěr	51
9	Seznam použité literatury	53
10	Seznam příloh.....	55

Seznam použitých značek a symbolů

a_{H_2O}	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Součinitel teplotní vodivosti vody
a_{ol}	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Součinitel teplotní vodivosti oleje
c_{p,H_2O}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody
$c_{p,ol}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita oleje
d_1	$[m]$	Vnější průměr vstupního a výstupního potrubí
d_2	$[m]$	Vnitřní průměr vstupního a výstupního potrubí
d_{h,H_2O}	$[m]$	Charakteristický rozměr trubky na straně vody
$d_{h,ol}$	$[m]$	Charakteristický rozměr trubky na straně oleje
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
k	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
l_{TR}	$[m]$	Celková délka jednotrubkového výměníku
l_{1TR}	$[m]$	Délka trubky pro vícetrubkový výměník
\dot{m}_{H_2O}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní tok vody
\dot{m}_{ol}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní tok oleje
n_{TR}	$[-]$	Počet trubek ve svazku výměníku
n_{OS}	$[-]$	Počet osob zásobovaných teplou vodou
o	$[m]$	Obvod smáčený olejem
$p_{h,dov}$	$[bar]$	Maximální provozní tlak v meziokruhu
$p_{h,min}$	$[bar]$	Minimální provozní tlak v meziokruhu
t	$[mm]$	Tloušťka stěny měděné trubky výměníku
t'	$[mm]$	Tloušťka stěny pláště výměníku
t_1'	$[^{\circ}C]$	Vstupní teplota oleje do výměníku
t_1''	$[^{\circ}C]$	Výstupní teplota oleje z výměníku
t_2'	$[^{\circ}C]$	Vstupní teplota vody do výměníku
t_2''	$[^{\circ}C]$	Výstupní teplota vody z výměníku
t_{10}	$[^{\circ}C]$	Teplota vody z vodovodního řádu
t_{50}	$[^{\circ}C]$	Teplota požadované ohřáté vody na 50°C
t_{pp}	$[mm]$	Tloušťka stěny vstupního a výstupního potrubí pro obě média

t_{pk}	$[h]$	Denní doba provozu výměníku
t_{STR,H_2O}	$[^{\circ}C]$	Střední teplota vody
$t_{STR,ol}$	$[^{\circ}C]$	Střední teplota oleje
w	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění ve vstupním a výstupním potrubí pro vodu
w_{H_2O}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění vody ve výměníku
w_{ol}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění oleje ve výměníku
w_{pp}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění ve vstupním a výstupním potrubí pro olej
z	$[-]$	Koeficient energetických ztrát systémů v nových stavbách
C_{kWh}	$[Kč \cdot kWh^{-1}]$	Cena zemního plynu
C_m	$[Kč \cdot mes^{-1}]$	Stálý měsíční plat při spotřebě do 63 000 kWh/rok
D	$[mm]$	Vnitřní průměr pláště výměníku
D'	$[mm]$	Vnější průměr pláště výměníku
D_1	$[mm]$	Vnější průměr měděné trubky
D_2	$[mm]$	Vnitřní průměr měděné trubky
Gr_{ol}	$[-]$	Grashofovo kritérium pro olej
Gr_{H_2O}	$[-]$	Grashofovo kritérium pro vodu
IN	$[Kč]$	Celková cena pořizovacích nákladů
N_{RP}	$[Kč \cdot rok^{-1}]$	Roční náklady na ohřev teplé vody plynem pro 50 osob
Nu_{H_2O}	$[-]$	Nusseltovo kritérium pro vodu
Nu_{ol}	$[-]$	Nusseltovo kritérium pro olej
$OČ1$	$[-]$	Oběhové čerpadlo v meziokruhu
$OČ2$	$[-]$	Oběhové čerpadlo v olejovém okruhu
Pr_{H_2O}	$[-]$	Prandtlovo kritérium pro vodu
Pr_{ol}	$[-]$	Prandtlovo kritérium pro olej
Q	$[kW]$	Tepelný výkon výměníku
$Q_{TUV,d}$	$[kWh]$	Denní potřeba tepla na ohřev teplé vody na osobu
Re_{H_2O}	$[-]$	Reynoldsovo kritérium pro vodu
Re_{ol}	$[-]$	Reynoldsovo kritérium pro olej

$S_{H_2O, n_{TR}}$	$[m^2]$	Plocha potrubí pro vodu
S_{ol}	$[m^2]$	Průřez, ve kterém proudí olej
S_{pp}	$[m^2]$	Plocha vstupního a výstupního potrubí pro obě média
SP_{rok}	$[kWh]$	Roční spotřeba zemního plynu pro 50 osob
T_{max}	$[°C]$	Maximální provozní teplota otopné soustavy
T_s	$[rok]$	Doba návratnosti
$TČ1$	$[-]$	Teplotní čidlo 1
$TČ2$	$[-]$	Teplotní čidlo 2
$TČ3$	$[-]$	Teplotní čidlo 3
TUV	$[-]$	Teplá užitková voda
V_e	$[l]$	Objem tlakové expanzní nádoby
\dot{V}_{H_2O}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový tok vody
\dot{V}_{ol}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový tok oleje
V_{OS}	$[m^3 \cdot den^{-1}]$	Celková potřeba teplé vody na osobu za den
ZZT		Zpětné získávání tepla
α_{H_2O}	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla na straně vody
α_{ol}	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla na straně oleje
β_{H_2O}	$[1/K]$	Součinitel tepelné roztažnosti vody
β_{ol}	$[1/K]$	Součinitel tepelné roztažnosti oleje
η_{H_2O}	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita vody
η_{ol}	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita oleje
λ_{Cu}	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti mědi
λ_{H_2O}	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti vody
λ_{ol}	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti oleje
ν_{H_2O}	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Kinematická viskozita vody
ν_{ol}	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Kinematická viskozita oleje
ρ_{ol}	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota oleje
ρ_{H_2O}	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota vody
Δt	$[°C]$	Střední logaritmická teplota
Δv	$[-]$	Poměrné zvětšení vody při jejím ohřátí z 10°C

na maximální teplotu vody v meziokruhu T_{\max}

0 Úvod

Využití výměníků tepla je velice rozsáhlé. Své uplatnění nachází v různých odvětvích průmyslu, ovšem nejvíce je využíván v průmyslu energetickém. Jak energie tepelné, tak energie elektrické se při dnešním moderním stylu života využívá stále více a více. Každý den se na výrobu tepla spotřebuje velké množství neobnovitelných zdrojů energie, získávaných především z fosilních paliv. Dochází také k nárůstu cen paliv, a proto je stále více kladen důraz na obnovitelné zdroje energie. Jedna z možností, jak zvýšit efektivitu využití energie, je využití odpadního nebo nízkopotenciálního tepla ze zdrojů primárně určených k jinému účelu. Zpětně získaná tepelná energie má mnoho způsobů využití, například pro ohřev teplé užitkové vody, v klimatizačních jednotkách nebo pro využití v otopné soustavě. Využití odpadního tepla z pohledu ekonomického je vždy konfrontací mezi jednorázovými pořizovacími náklady nového způsobu získávání tepla a vývoje provozních nákladů původního způsobu výroby tepla po dobu životnosti nového zařízení. Nejvýhodnější podmínky pro efektivní využití odpadního tepla nabízejí zejména zařízení s kapalinovým chlazením ve spojení s rekuperačními výměníky tepla.

1 Popis a rozdělení výměníků tepla [1] [4] [5]

Výměník (přesněji tedy tepelný výměník) je takové zařízení, které slouží k výměně tepelné energie mezi soustavami a objekty o různých parametrech. Výměníky pro zpětné získání tepla z odpadního tepla využívají různé fyzikální vlastnosti a principy. Dělení tepelných výměníků je celá řada. Jedno ze základních rozdělení je podle pracovního média, kde se výměníky dělí do dvou skupin a to beze změny fáze (např. výměník vzduch - vzduch, spaliny - voda, olej - voda) nebo se změnou fáze (v nich dochází ke změně skupenství, tj. kondenzaci nebo odpaření jedné látky, např. kondenzátor páry chlazený vodou). Dále se dělí podle konstrukce teplosměnné plochy - nejčastěji bývají používány výměníky deskové nebo trubkové. V domácnostech se s výměníky setkáme u otopných soustav (kotel, radiátory), v chladničkách (výparník a kondenzátor) a v klimatizačních jednotkách. Ve většině automobilů pak s chladičem motoru a výměníkem pro topení kabiny.

1.1 Rozdělní dle druhu přenosu

Ve výměníku tepla dochází k šíření tepelné energie při společném působení tří základních přenosů.

- **Vedením:** Vzniká, když jsou v prostředí nestejně teploty mezi sousedícími částicemi látky.
- **Prouděním:** Přestup tepla vzniká mezi pevným tělesem a tekutinou.
- **Sáláním:** Je závislé na tepelném stavu látky a elektromagnetickém vlnění.

1.2 Rozdělení dle přestupu tepla

Velmi často se procesy zpětného získávání tepla dělí na rekuperační a regenerační.

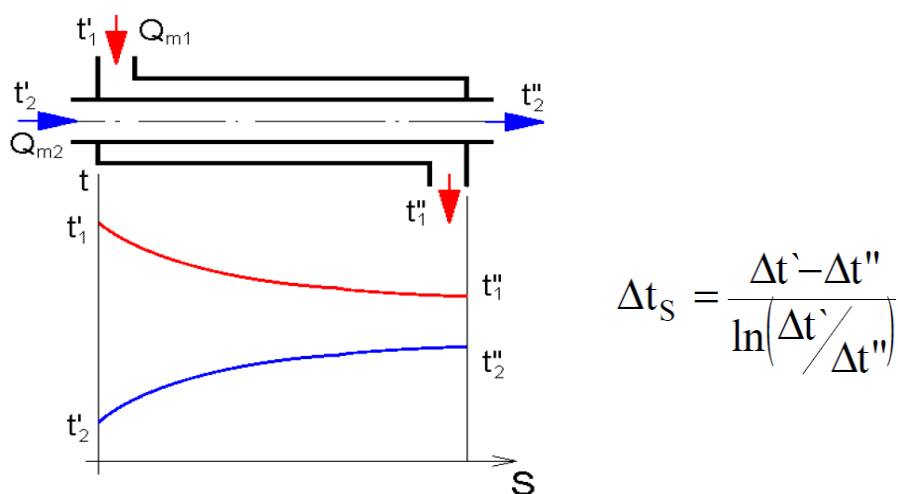
- **Rekuperační výměníky:** U těchto výměníků dochází k přestupu tepelné energie mezi teplým a studeným médiem přes pevnou stěnu. Nedochází zde k žádnému přenosu hmoty mezi těmito médii, proto se velice často využívají pro znečištěná média, kde nedochází mezi nimi ke kontaktu. Jejich konstrukce je kompaktní a relativně jednoduchá. Nevýhodou je jejich údržba, čistitelnost a větší tlakové ztráty.
- **Regenerační výměníky:** Regenerační systém zpětného získávání tepla využívá hmoty výměníku k akumulaci tepelné energie a případně i vlhkosti. Teplo se střídavě předává z teplého média do hmoty a odevzdává do přiváděného média, a to znamená, že teplosměnný povrch hmoty je omýván střídavě teplým a studeným médiem. V dnešní době se nejčastěji používají dva systémy a to pomocí rotačního regeneračního výměníku, kdy akumulační hmota je tvořena válcem s průtočnými kanálky, který se otáčí v prostoru mezi dvěma kanály a střídavě zasahuje půlkou objemu hmoty do obou kanálů. Druhým principem je přepínání, kdy akumulačním blokem protéká střídavě pomocí přepínacích klapek teplé a studené médium.
V závislosti na konstrukčním řešení výměníku není obvykle u regeneračních výměníků zajištěna 100% těsnost, a proto se tento typ nehodí pro aplikace, kde nemá docházet ke kontaktu mezi studeným a teplým médiem.
- **Tepelné trubice:** Je to zvláštní typ rekuperačního výměníku, kdy k přenosu energie jsou využívány vlastnosti chladiv a k přenosu tepla dochází při fázových změnách. Výhodou řešení je výborná čistitelnost, velká hustota tepelného toku, jednoduché

uspořádání a konstrukce. Nevýhodou je nutnost definované vzájemné polohy kanálů vzduchu. Částečně lze toto omezení redukovat použitím kapilární konstrukce, kdy vzduchové kanály nemusí být v definovaném uspořádání nad sebou.

- Směšovací: Používají se mezi kapalinou a vzdušinou a lze také využít latentní výparné teplo kapaliny.

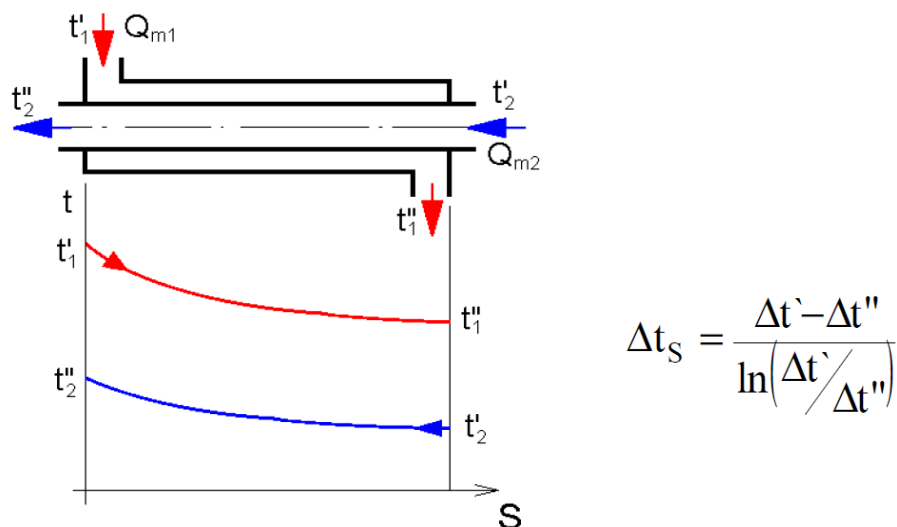
1.3 Rozdělení dle směru proudění

- Souproudé: V souproudém výměníku obě látky proudí stejným směrem.



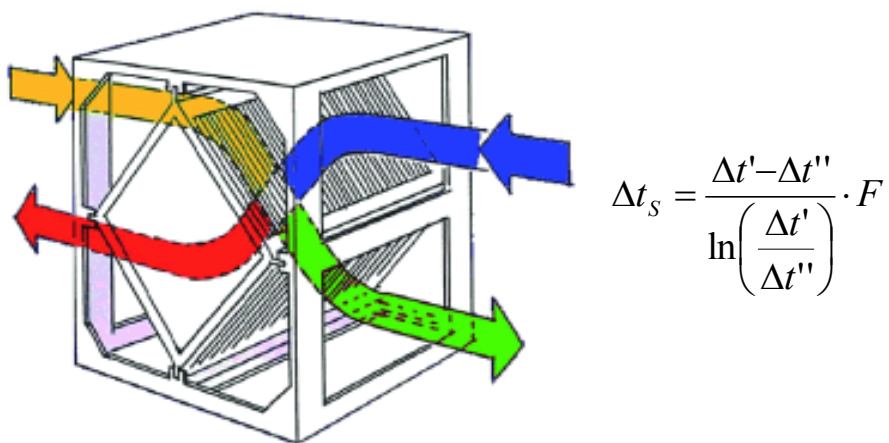
Obrázek 1 - Grafické schéma souproudého výměníku

- Protiproudé: V protiproudém výměníku proudí látky sdílející teplo opačným směrem.



Obrázek 2 - Grafické schéma protiproudého výměníku

- Křížové: V křížovém výměníku dochází ke křížovému proudění a to kolmo na sebe, tedy do pravého úhlu.



Obrázek 3 - Grafické schéma křížového výměníku

1.4 Rozdělení dle konstrukce

- Rotační
- Přepínací
- Deskové
- Trubkové
- Kapilární
- Entalpické

2 Zpětné získávání tepla (ZZT)

ZZT je systém, který získává odpadní teplo vzniklé provozem určitého technologického zařízení. Toto nevyužité teplo je nejčastěji odváděno a mařeno ve venkovním prostředí.

Mnoho firem úspěšně vyvinulo pro tyto aplikace speciální výměníky pro zpětné získávání nízkopotenciálního tepla. Tato zařízení lze použít pro jakékoliv plynné nebo kapalinové zdroje tepla.

V praxi se osvědčilo zejména využití ZZT:

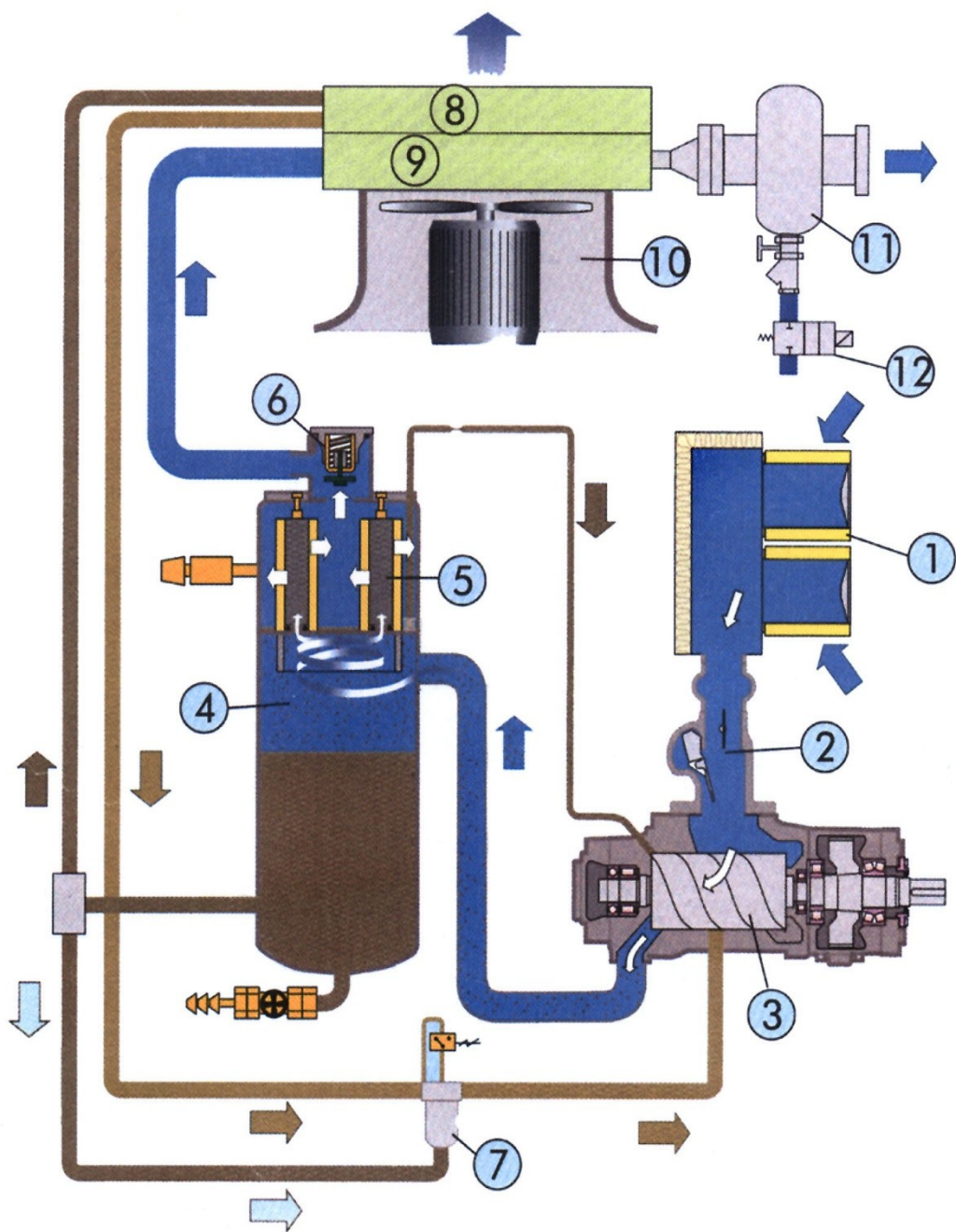
- z provozu pekařských pecí pekáren
- z provozu plyných a kapalinových zdrojů

Jednou z oblastí, kde je možno dosáhnout velmi efektivní návratnosti investic (existují podniky, kde bylo dosaženo návratnosti investic do 1 roku) je oblast stlačeného vzduchu. Jak víme, tlakový vzduch je jednou z nejdražších energií a při jeho výrobě je nevyhnutné využívat moderní zařízení s nízkou energetickou náročností.

Nejvhodnější způsob využití může být přes rekuperační deskový nebo rekuperační trubkový výměník tepla, které v maximální míře předají odpadní teplo do kapalného média s jeho následnou využitelností pro ohřev TUV.

3 Popis šroubového kompresoru

Jedná se o šroubový kompresor stacionární, který je vzduchem chlazený od firmy Garden Dever - typ FL 45. Kompresor se skládá z jednostupňového šroubového bloku, který je mazaný a chlazený vstřikem oleje. Chladič oleje a dochlazovač stlačeného vzduchu jsou umístěny do společného vzduchového chladiče, který je podporovaný ventilátorem.



Obrázek 4 - Grafické schéma konstrukce kompresoru

Stlačované médium je nasáváno přes sací filtr (bod 1) a sací ventil (bod 2) do jednostupňového bloku šroubového kompresoru (bod 3). Šroubový blok je poháněn elektromotorem přes řemenový převod. Chladicí olej proudí přes olejový filtr (bod 7), kde dochází k jeho čištění a dále do šroubového bloku. Olej se vstřikuje mezi rotory, kde slouží jako chladicí a zároveň mazací médium. Z šroubového bloku tedy vychází směs stlačeného vzduchu s olejem, která dále proudí do nádrže (bod 4). Stlačená směs prochází přes cyklón nádrže, kde začíná separace oleje a vzduchu. Separační proces pokračuje v olejových

separátorech (bod 5), kde zároveň také probíhá konečná separace stlačeného vzduchu od oleje. Odseparovaný olej protéká přes dno nádrže do olejového chladiče (bod 8). Již čistý odseparovaný stlačený vzduch proudí do vypouštěcího ventilu (bod 6) do vzduchem chlazeného (bod 10) dochlazovače (bod 9), kde dochází ke kondenzaci vody, obsažené ve stlačeném vzduchu. Vodní separátor (bod 11) odstraňuje kondenzovanou vodu (bod 12) ze stlačeného vzduchu.

Kompresor má zabudovaný mikroprocesorový ovladač DIGIPILOT, který umožňuje provozovateli nastavovat různé provozní hodnoty a na displeji zobrazuje za provozu hodnoty výstupních veličin, čili tlaku a teploty po kompresi.

Technické údaje kompresoru:

Jmenovitý výtlačný přetlak	0,75	[MPa]
Výkonnost při jmenovitém tlaku	7,95	$[m^3 \cdot \min^{-1}]$
Maximální výtlačný přetlak	0,85	[MPa]
Minimální výtlačný přetlak	0,3	[MPa]
Elektrický příkon motoru na hřídeli	47,1	[kW]
Příkon při chodu na prázdno	9,5	[kW]

4 Měření části odpadního tepla pro dva provozní stavy ohřevu TUV

Pro zpracování návrhu výměníku tepla, bylo potřeba změřit teplotní veličiny na stávajícím systému chlazení. Nejprve se měření provádělo před údržbou a čištěním chladiče, ale bylo zjištěno, že naměřené hodnoty jsou zavádějící, a proto nemohly být použity pro konstrukční návrh výměníku. Naměřené hodnoty po řádné údržbě a očištění již byly reálné a mohly být následně použity k provedení výpočtu. Měřením se zjišťovaly hodnoty teplot směsi oleje a vzduchu za šroubovým blokem, teplota oleje na výstupu z olejového separátoru respektive na vstupu do chladiče a teplota oleje na výstupu z chladiče.

Jako měřidlo byl použit termočlánek NiCr - Ni (typ K) s teflonovou izolací [13], odolný proti chemikáliím a olejům, s hermeticky zatavenou špičkou. Měřicí rozsah termočlánu od -60 do +250 °C.

Naměřené hodnoty:

- | | |
|---|-------|
| ➤ Teplota oleje - výstupní z chladiče | 30 °C |
| ➤ Teplota oleje - vstupní do chladiče | 69 °C |
| ➤ Teplota směsi vzduchu a oleje za blokem | 86 °C |

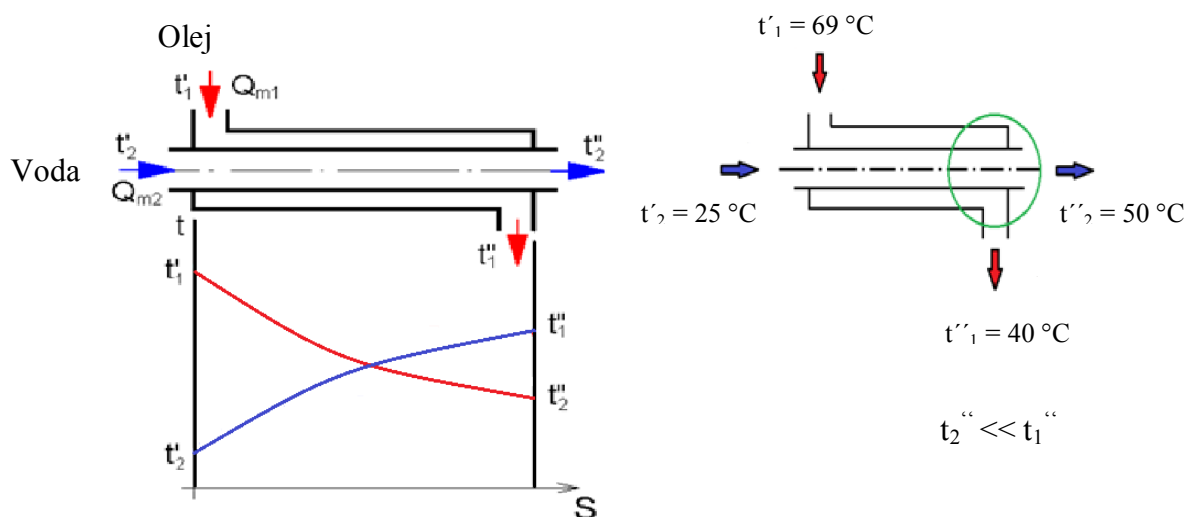
Požadované hodnoty:

- | | |
|---------------------------------------|-------|
| ➤ Teplota topné vody | 50 °C |
| ➤ Teplota vody na vstupu do výměníku | 25 °C |
| ➤ Teplota oleje na výstupu z výměníku | 40 °C |

Další potřebná hodnota ke zpracování návrhu výměníku tepla, je množství tepla odvedeného chladičem, které činí 36 kW. Tato hodnota byla zjištěna na základě síťové metody pro výpočet tepelného výkonu.

5 Zpracování návrhu tepelného výměníku

Zpracování návrhu tepelného výměníku pro výše uvedené zadání bylo provedeno pro výměník typu protiproud. Výměník typu souproud nelze realizovat z toho důvodu, že požadovaná teplota vody na výstupu z výměníku je vyšší, než výstupní teplota oleje z výměníku. Výměník byl navrhován jako trubkový protiproudý s rekuperační výměnou tepla. Z celkového tepelného výkonu 36 kW mařeného původně v chladiči olej – vzduch, bylo pro ohřev teplé užitkové vody využito 16 kW. Zbývající nevyužité teplo, bude odváděno z chladicího systému původním chladičem olej - vzduch, aby byla zajištěna optimální požadovaná teplota oleje na vstupu do šroubového bloku.



Obrázek 5 - Grafické schéma souproudého výměníku

5.1 Výpočet tepelné bilance navrhovaného trubkového výměníku

Výpočet střední logaritmické teploty [1]:

$$\Delta t = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t'_1 - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t'_1 - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}} = \frac{(69 - 50) - (40 - 25)}{\ln \frac{(69 - 50)}{(40 - 25)}} = 16,92 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

kde:	t'_1	- vstupní teplota oleje do výměníku	$[^\circ\text{C}]$
	t_1''	- výstupní teplota oleje z výměníku	$[^\circ\text{C}]$
	t_2'	- vstupní teplota vody do výměníku	$[^\circ\text{C}]$
	t_2''	- výstupní teplota vody z výměníku	$[^\circ\text{C}]$

5.1.1 Výpočet bilance pro olej

Parametry oleje byly stanoveny pomocí lineární interpolace z tabulek a vztahují se ke střední teplotě oleje.

Střední teplota oleje:

$$t_{STŘ,ol} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{69 + 40}{2} = 54,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

kde: t_1' - vstupní teplota oleje do výměníku $[^\circ\text{C}]$
 t_1'' - výstupní teplota oleje z výměníku $[^\circ\text{C}]$

Součinitel tepelné kapacity oleje [2]:

$$c_{p,ol} = 1,995 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet hmotnostního toku oleje [1]:

$$\dot{m}_{ol} = \frac{Q}{c_{p,ol} \cdot (t_1' - t_1'')} = \frac{16}{1,995 \cdot (69 - 40)} = 0,2766 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

kde: Q - tepelný výkon výměníku $[kW]$
 $c_{p,ol}$ - součinitel tepelné vodivosti oleje $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 t_1' - vstupní teplota oleje do výměníku $[^\circ\text{C}]$
 t_1'' - výstupní teplota oleje z výměníku $[^\circ\text{C}]$

Hustota oleje [2]:

$$\rho_{ol} = 848,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výpočet objemového toku oleje [5]:

$$\dot{V}_{ol} = \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} = \frac{0,2766}{848,6} = 3,259 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4)$$

kde: \dot{m}_{ol} - hmotnostní tok oleje $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
 ρ_{ol} - hustota oleje $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Pro materiál trubek, které budou usazeny v trubkovnici, byla zvolena měď. Důvod volby, byl ovlivněn vysokými hodnotami součinitele tepelné vodivosti tohoto materiálu. Ostatní komponenty v celém trubkovém výměníku jsou z nerezové oceli.

Rozměry měděné trubky výměníku[3]:

- Vnější průměr: $D_1 = 15 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr: $D_2 = 13 \text{ mm}$
- Tloušťka stěny: $t = 1 \text{ mm}$

Rozměry pláště výměníku:

- Vnitřní průměr: $D = 228 \text{ mm}$
- Vnější průměr: $D' = 240 \text{ mm}$
- Tloušťka stěny pláště: $t' = 6 \text{ mm}$

Výpočet průřezu proudění oleje:

$$S_{ol} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_1^2 \cdot n_{TR}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,228^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,015^2 \cdot 127}{4} = 0,01839 \text{ m}^2 \quad (5)$$

kde: D - vnitřní průměr pláště $[m]$
 D_1 - vnější průměr měděné trubky $[m]$
 n_{TR} - počet trubek ve výměníku $[-]$

Výpočet rychlosti proudění oleje [5]:

$$w_{ol} = \frac{\dot{V}_{ol}}{S_{ol}} = \frac{3,259 \cdot 10^{-4}}{0,01839} = 0,01773 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

kde: \dot{V}_{ol} - objemový tok oleje $[m^3 \cdot s^{-1}]$
 S_{ol} - průřez, ve kterém proudí olej $[m^2]$

Charakteristický rozměr pro olej - hydraulický průřez [4]:

$$d_{h,ol} = \frac{4 \cdot S_{ol}}{o} = \frac{4 \cdot S_{ol}}{\pi \cdot D + n_{TR} \cdot \pi \cdot D_1} = \frac{4 \cdot 0,01839}{\pi \cdot 0,228 + 127 \cdot \pi \cdot 0,015} = 0,01097 \text{ m} \quad (7)$$

kde: S_{ol} - průřez, ve kterém proudí olej $[m^2]$
 n_{TR} - počet trubek ve výměníku $[-]$
 D - vnitřní průměr pláště $[m]$
 D_1 - vnější průměr měděné trubky $[m]$
 o - obvod smáčený olejem $[m]$

Dynamická viskozita oleje [2]:

$$\eta_{ol} = 62,14 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Kinematická viskozita oleje[5]:

$$\nu_{ol} = \frac{\eta_{ol}}{\rho_{ol}} = \frac{62,14 \cdot 10^{-4}}{848,6} = 7,323 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8)$$

kde: η_{ol} - dynamická viskozita oleje $[Pa \cdot s]$
 ρ_{ol} - hustota oleje $[kg \cdot m^{-3}]$

Výpočet Reynoldsova kritéria pro olej [4]:

Reynoldsovo kritérium stanovuje typ proudění média v trubkách.

$$Re_{ol} = \frac{w_{ol} \cdot d_{h,ol}}{\nu_{ol}} = \frac{0,01773 \cdot 0,01097}{7,323 \cdot 10^{-6}} = 26,57 \quad (9)$$

kde: w_{ol} - rychlost proudění oleje $[m \cdot s^{-1}]$
 $d_{h,ol}$ - charakteristický rozměr pro olej $[m]$
 ν_{ol} - kinematická viskozita oleje $[m^2 \cdot s^{-1}]$

Rozdělení Reynoldsova kritéria: a) Laminární proudění (platí do 2320)
b) Přejímová oblast (platí od 2321 do 9999)
c) Turbulentní proudění (platí od 10^4 , $Pr > 0,7$)

Dle vypočtené hodnoty Reynoldsova kritéria bude proudění oleje v oblasti laminární.

Součinitel tepelné vodivosti oleje [2]:

$$\lambda_{ol} = 0,1423 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel teplotní vodivosti oleje [1]:

$$a_{ol} = \frac{\lambda_{ol}}{c_{p,ol} \cdot \rho_{ol}} = \frac{0,1423}{1,995 \cdot 1000 \cdot 848,6} = 8,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10)$$

kde: λ_{ol} - součinitel tepelné vodivosti oleje $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 $c_{p,ol}$ - měrná tepelná kapacita oleje $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 ρ_{ol} - hustota oleje $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Výpočet Prandtlůva kritéria pro olej [4]:

$$Pr_{ol} = \frac{\nu_{ol}}{a_{ol}} = \frac{7,323 \cdot 10^{-6}}{8,4 \cdot 10^{-8}} = 87,14 \quad (11)$$

kde: ν_{ol} - kinematická viskozita oleje $[m^2 \cdot s^{-1}]$
 a_{ol} - součinitel teplotní vodivosti oleje $[m^2 \cdot s^{-1}]$

Gravitační zrychlení [5]:

$$g = 9,81 \, m \cdot s^{-2}$$

Součinitel tepelné roztažnosti oleje [2]:

Hodnota tohoto součinitele je vztažena na teplotu $t = 20 \, ^\circ C$, protože v termodynamických tabulkách hodnoty pro jiné teploty nejsou uváděny. Je to způsobeno zanedbatelnými změnami hodnot součinitele tepelné roztažnosti pro jiné teploty.

$$\beta_{ol} = 0,00074 \, 1/K$$

Výpočet Grashofova kritéria pro olej [4]:

$$Gr_{ol} = \frac{g \cdot D_1^3}{\nu_{ol}^2} \cdot \beta_{ol} \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,015^3}{(7,323 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,00074 \cdot (69 - 40) = 13248 \quad (12)$$

kde:	g	- gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
	D_1	- vnější průměr měděné trubky	$[m]$
	ν_{ol}	- kinematická viskozita oleje	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
	Δt	- teplotní rozdíl oleje na vstupu a výstupu	$[^\circ C]$
	β_{ol}	- součinitel tepelné roztažnosti oleje	$[1/K]$

Výpočet Nusseltova kritéria pro olej [4]:

Výraz pro určení Nusseltova kritéria při laminárním proudění oleje má tvar:

$$Nu_{ol} = 0,74 \cdot (Re_{ol} \cdot Pr_{ol})^{0,2} \cdot (Gr_{ol} \cdot Pr_{ol})^{0,1} = 0,74 \cdot (26,57 \cdot 87,14)^{0,2} \cdot (13248 \cdot 87,14)^{0,1} \quad (13)$$

$$Nu_{ol} = 14,07$$

kde:	Re_{ol}	- Reynoldsovo kritérium pro olej	$[-]$
	Gr_{ol}	- Grashofovo kritérium pro olej	$[-]$
	Pr_{ol}	- Prandtlovo kritérium pro olej	$[-]$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně oleje [4]:

$$\alpha_{ol} = \frac{Nu_{ol} \cdot \lambda_{ol}}{d_{h,ol}} = \frac{14,07 \cdot 0,1423}{0,01097} = 182,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (14)$$

kde: Nu_{ol} - Nusseltovo kritérium pro olej $[-]$
 λ_{ol} - součinitel tepelné vodivosti oleje $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 $d_{h,ol}$ - charakteristický rozměr pro olej $[m]$

5.1.2 Výpočet bilance pro vodu

Parametry vody byly stanoveny pomocí lineární interpolace z tabulek a vztahují se ke střední teplotě vody.

Střední teplota vody:

$$t_{STR,H_2O} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{50 + 25}{2} = 37,5^\circ\text{C} \quad (15)$$

kde: t_2' - vstupní teplota vody do výměníku $[^\circ\text{C}]$
 t_2'' - výstupní teplota vody z výměníku $[^\circ\text{C}]$

Součinitel tepelné kapacity vody [2]:

$$c_{p,H_2O} = 4,179 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet hmotnostního toku vody [1]:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q}{c_{p,H_2O} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{16}{4,179 \cdot (50 - 25)} = 0,1532 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (16)$$

kde: Q - tepelný výkon výměníku $[kW]$
 c_{p,H_2O} - součinitel tepelné vodivosti vody $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 t_2' - vstupní teplota vody do výměníku $[^\circ\text{C}]$
 t_2'' - výstupní teplota vody z výměníku $[^\circ\text{C}]$

Hustota vody [2]:

$$\rho_{H_2O} = 992,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výpočet objemového toku vody [5]:

$$\dot{V}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{0,1532}{992,8} = 1,543 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (17)$$

$$\begin{array}{ll} \text{kde:} & \dot{m}_{H_2O} \quad - \text{hmotnostní tok vody} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \\ & \rho_{H_2O} \quad - \text{hustota vody} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \end{array}$$

Výpočet plochy potrubí pro vodu:

$$S_{H_2O, n_{TR}} = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot n_{TR}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,013^2 \cdot 127}{4} = 0,01686 \text{ m}^2 \quad (18)$$

$$\begin{array}{ll} \text{kde:} & D_2 \quad - \text{vnitřní průměr měděné trubky} \quad [m] \\ & n_{TR} \quad - \text{počet trubek ve výměníku} \quad [-] \end{array}$$

Výpočet rychlosti proudění vody [5]:

$$w_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{S_{H_2O, n_{TR}}} = \frac{1,543 \cdot 10^{-4}}{0,01686} = 0,009152 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (19)$$

$$\begin{array}{ll} \text{kde:} & \dot{V}_{H_2O} \quad - \text{objemový tok vody} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \\ & S_{H_2O, n_{TR}} \quad - \text{plocha potrubí, ve kterém proudí pro voda} \quad [\text{m}^2] \end{array}$$

Charakteristický rozměr pro vodu – hydraulický průřez[4]:

$$d_{h, H_2O} = D_2 = 0,013 \text{ m}$$

Dynamická viskozita vody [2]:

$$\eta_{H_2O} = 6,869 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Kinematická viskozita vody [5]:

$$\nu_{H_2O} = \frac{\eta_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{6,869 \cdot 10^{-4}}{992,8} = 6,919 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } \eta_{H_2O} & - \text{ dynamická viskozita vody } [Pa \cdot s] \\ \rho_{H_2O} & - \text{ hustota vody } [kg \cdot m^{-3}] \end{aligned}$$

Výpočet Reynoldsova kritéria pro vodu [4]:

$$\text{Re}_{H_2O} = \frac{w_{H_2O} \cdot d_{h,H_2O}}{\nu_{H_2O}} = \frac{0,009152 \cdot 0,013}{6,919 \cdot 10^{-7}} = 172 \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } w_{H_2O} & - \text{ rychlost proudění vody } [m \cdot s^{-1}] \\ d_{h,H_2O} & - \text{ hydraulický rozměr pro vodu } [m] \\ \nu_{H_2O} & - \text{ kinematická viskozita vody } [m^2 \cdot s^{-1}] \end{aligned}$$

Dle vypočtené hodnoty Reynoldsova kritéria bude proudění vody v oblasti laminární.

Součinitel tepelné vodivosti vody [2]:

$$\lambda_{H_2O} = 0,6234 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel teplotní vodivosti vody [1]:

$$a_{H_2O} = \frac{\lambda_{H_2O}}{c_{p,H_2O} \cdot \rho_{H_2O}} = \frac{0,6234}{4,179 \cdot 992,8} = 1,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } \lambda_{H_2O} & - \text{ součinitel tepelné vodivosti vody } [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \\ c_{p,H_2O} & - \text{ měrná tepelná kapacita vody } [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \\ \rho_{H_2O} & - \text{ hustota vody } [kg \cdot m^{-3}] \end{aligned}$$

Výpočet Prandtlova kritéria pro vodu [4]:

$$\text{Pr}_{H_2O} = \frac{\nu_{H_2O}}{a_{H_2O}} = \frac{6,919 \cdot 10^{-7}}{1,5 \cdot 10^{-7}} = 4,604 \quad (23)$$

kde: ν_{H_2O} - kinematická viskozita vody $[m^2 \cdot s^{-1}]$
 a_{H_2O} - součinitel teplotní vodivosti vody $[m^2 \cdot s^{-1}]$

Součinitel tepelné roztažnosti vody [2]:

$$\beta_{H_2O} = 0,0003675 \quad 1/K$$

Výpočet Grashofova kritéria [4]:

$$\text{Gr}_{H_2O} = \frac{g \cdot d_{h,H_2O}^3}{\nu_{H_2O}^2} \cdot \beta_{H_2O} \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot 0,013^3}{(6,919 \cdot 10^{-7})^2} \cdot 0,0003675 \cdot (50 - 25) = 413608 \quad (24)$$

kde: g - gravitační zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$
 d_{h,H_2O} - charakteristický rozměr pro vodu $[m]$
 ν_{H_2O} - kinematická viskozita vody $[m^2 \cdot s^{-1}]$
 Δt - teplotní rozdíl vody na vstupu a výstupu $[^\circ C]$
 β_{H_2O} - součinitel tepelné roztažnosti vody $[1/K]$

Výpočet Nusseltova kritéria pro vodu [4]:

Výraz pro určení Nusseltova kritéria při laminárním proudění vody má tvar:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{H_2O} &= 0,74 \cdot (\text{Re}_{H_2O} \cdot \text{Pr}_{H_2O})^{0,2} \cdot (\text{Gr}_{H_2O} \cdot \text{Pr}_{H_2O})^{0,1} \\ \text{Nu}_{H_2O} &= 0,74 \cdot (172 \cdot 4,604)^{0,2} \cdot (413608 \cdot 4,604)^{0,1} \\ \text{Nu}_{H_2O} &= 11,94 \end{aligned} \quad (25)$$

kde: Re_{H_2O} - Reynoldsovo kritérium pro vodu $[-]$
 Gr_{H_2O} - Grashofovo kritérium pro vodu $[-]$
 Pr_{H_2O} - Prandtlovo kritérium pro vodu $[-]$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody [4]:

$$\alpha_{H_2O} = \frac{Nu_{H_2O} \cdot \lambda_{H_2O}}{d_{h,H_2O}} = \frac{11,94 \cdot 0,6234}{0,013} = 572,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (26)$$

kde: Nu_{H_2O} - Nusseltovo kritérium pro vodu $[-]$
 λ_{H_2O} - součinitel tepelné vodivosti vody $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 d_{h,H_2O} - charakteristický rozměr pro vodu $[m]$

5.2 Výpočet základních parametrů výměníku

Součinitel tepelné vodivosti mědi [2]:

Pro materiál svazku trubek, ve kterých bude proudit voda, byla zvolena čistá měď. Hodnota součinitele tepelné vodivosti se vztahuje na teplotu 20 [°C].

$$\lambda_{Cu} = 383,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla [4]:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{ol} \cdot D_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{Cu}} \cdot \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{\alpha_{H_2O} \cdot D_2}}$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{182,4 \cdot 0,015} + \frac{1}{2 \cdot 383,1} \cdot \ln \frac{0,015}{0,013} + \frac{1}{572,4 \cdot 0,013}} \quad (27)$$

$$k = 6,283 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

kde: α_{ol} - součinitel přestupu tepla na straně oleje $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
 D_1 - vnější průměr měděné trubky $[m]$
 λ_{Cu} - součinitel tepelné vodivosti mědi $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 D_2 - vnitřní průměr měděné trubky $[m]$
 α_{H_2O} - součinitel přestupu tepla na straně vody $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

Celková délka jednotrubkového výměníku [4]:

$$l_{TR} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{36 \cdot 1000}{6,283 \cdot 16,92} = 150,5 \text{ m} \quad (28)$$

kde:	Q	- tepelný výkon výměníku	$[kW]$
	k	- součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
	Δt	- střední logaritmická teplota	$[^{\circ}C]$

Délka trubky pro vícetrubkový výměník:

Základní rozměry výměníku (délka a průměr) byly zvoleny z konstrukčních a pevnostních důvodů v poměru 5:1. Z toho vyplývá, že vhodný počet trubek ve svazku výměníku je 127.

$$l_{1TR} = \frac{l_{TR}}{n_{TR}} = \frac{150,5}{127} = 1,185 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad l_{1TR} = 1185 \text{ mm} \quad (29)$$

kde:	l_{TR}	- celková délka jednotrubkového výměníku	$[m]$
	n_{TR}	- počet trubek ve svazku výměníku	$[-]$

5.3 Konstrukční řešení výměníku

Konstrukce výměníku je řešena jako sestava čtyř základních komponentů. Nosným prvkem je plášť válcového tvaru se spojovacími přírubami a dalším vybavením pro jednodušší transport a montáž složeného výměníku. Z obou stran jsou do válcového pláště vloženy trubkovnice s otvory pro měděné trubky výměníku. Měděné trubky jsou v trubkovnicích vloženy s malým přesahem, umožňujícím dokonalé zajištění a zatěsnění trubky tvrdou pájkou. Trubkovnice je v plášti zatěsněna kruhovým těsněním, které odděluje olejový okruh od okruhu vodního. Olej je přiváděn a odváděn vertikálně z pláště výměníku přes přípojovací potrubí s přírubou. Obě strany pláště výměníku s trubkovnicí jsou uzavřeny a utěsněny přírubami s připojením na vodní mezikruh.

Výrobní výkresová dokumentace rekuperačního tepelného výměníku je uvedena v přílohách (viz. Přílohy A – S).

5.4 Vstupní a výstupní potrubí pro vodu a olej

Rozměry vstupního a výstupního potrubí pro obě média [11]:

- Vnější průměr: $d_1 = 22 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr: $d_2 = 18 \text{ mm}$
- Tloušťka stěny: $t_{pp} = 2 \text{ mm}$

Plocha vstupního a výstupního potrubí pro obě média:

$$S_{pp} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} = 2,544 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (30)$$

kde: d_2 - vnitřní průměr přívodní nerezové trubky $[m]$

Rychlost proudění ve vstupním a výstupním potrubí pro olej [4]:

$$w_{pp} = \frac{\dot{V}_{ol}}{S_{pp}} = \frac{3,259 \cdot 10^{-4}}{2,544 \cdot 10^{-4}} = 1,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (31)$$

kde: \dot{V}_{ol} - objemový tok oleje $[m^3 \cdot s^{-1}]$
 S_{pp} - plocha vstupního a výstupního potrubí pro obě média $[m^2]$

Rychlost proudění ve vstupním a výstupním potrubí pro vodu [4]:

$$w = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{S_{pp}} = \frac{1,543 \cdot 10^{-4}}{2,544 \cdot 10^{-4}} = 0,606 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (32)$$

kde: \dot{V}_{H_2O} - objemový tok vody $[m^3 \cdot s^{-1}]$
 S_{pp} - plocha vstupního a výstupního potrubí pro obě média $[m^2]$

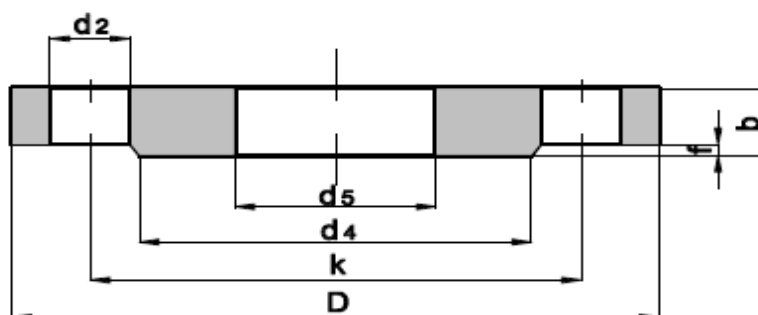
6 Projekt zapojení výměníku a rozvodů TUV včetně zásobníku

Zapojení jednotlivých komponentů bude provedeno dle tepelného a regulačního schéma (viz. Příloha T). Potřebné délky potrubí pro spojení komponentů mezi sebou nebyly zadány, a proto budou řešeny individuálně až při montáži.

6.1 Popis jednotlivých technologických součástí

6.1.1 Vstupní a výstupní příruby pro vodu a olej

Příruba pro vstup i výstup oleje a vody bude DN 15 dle ČSN 131222.0.



Obrázek 6 – Rozměry přivařovací ploché příruby DN 15

Tabulka 1 – Velikosti přivařovací ploché příruby DN 15

Průměr trubky	D	d ₅	b	k	d ₄	f	d ₂	Počet děr	kg
22	80	22,5	12	55	40	2	11	4	0,4

6.1.2 Akumulační nádrž RBC 2000 [10]

Akumulační nádrž je navržena od firmy Regulus. Zásobník je určen pro akumulaci a následnou distribuci tepelné energie z různých tepelných zařízení. Je vybaven jedním smaltovaným hadem s připojením G 5/4“ a s možností instalace dalších tepelných zdrojů. Do návarků 6/4“ lze přímo připojit elektrická topná tělesa (o výkonech v rozmezí 2 - 12 kW), která mohou být napájena ze zdrojů 230V a 3 × 230V/400V. Množství akumulované TUV je 2000 litrů. Tento zásobník je určen k provozu v tlakových okruzích. V zásobníku se prostřednictvím vestavěného teplovodního výměníku (topný had) ohřívá voda. Teplotu TUV v zásobníku doporučujeme udržovat v teplotním rozmezí 50 - 65 °C. Tato teplota

zaručuje optimální provoz zásobníku a současně zajišťuje ochranu proti tvorbě bakterie Legionelly. Cena tohoto produktu činí 139 200 Kč včetně DPH.

➤ **Ochrana nádrže:**

Smalt vnitřního povrchu nádrže a hada zaručuje dlouhou životnost. Smaltování se provádí podle normy DIN 4753. Další kvalitativní zlepšení zajišťuje magnesiová anoda instalovaná v zásobníku. Pro objem 2000 l má zásobník TUV dvě magnesiové anody.

➤ **Tepelná izolace nádrže:**

Nádrž bude opatřena odnímatelnou izolací o tloušťce 100 mm, která bude pro snadnější manipulaci montována až na místě instalace nádrže. Jedná se o izolaci z měkké polyuretanové pěny s bílým koženkovým povrchem, která se zapíná pomocí zdrhovadla.

➤ **Přípojná místa na nádrži:**

2× boční s vnitřním závitem G 5/4“ okruhu topného hada

2× boční s vnitřním závitem G 5/4“ pro přívod studené a odvod teplé vody

2× boční s vnitřním závitem G 1/2“ pro teplotní čidlo a teploměr

1× boční s vnitřním závitem G 1“ pro cirkulaci

1× horní s vnitřním závitem G 5/4“ pro magnesiovou anodu

1× boční s vnitřním závitem G 6/4“ pro elektrické topné těleso

1× příruba bočního kontrolního otvoru

➤ **Balení nádrže:**

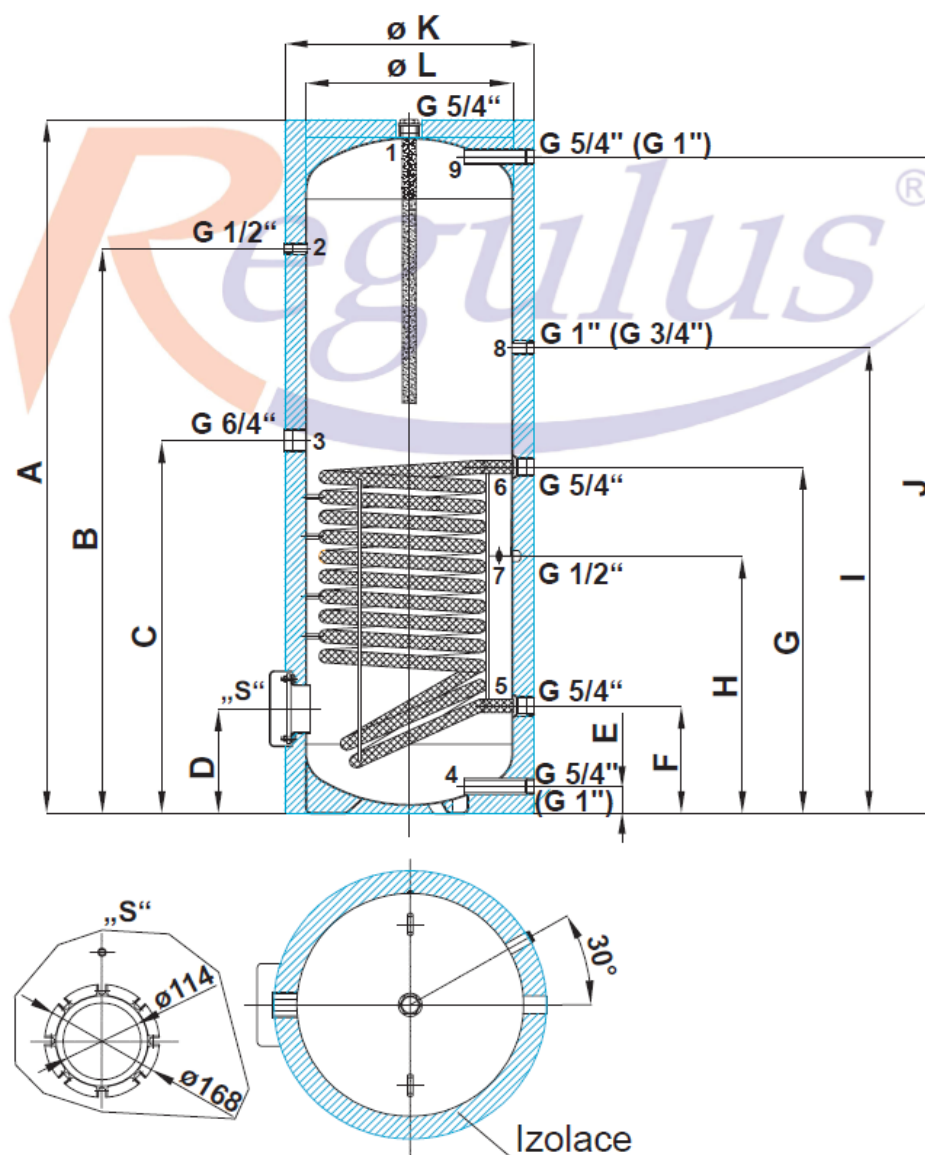
Zásobníky jsou dodávány nastojato na samostatné paletě, ke které jsou přišroubovány a jsou baleny v bublinkové fólii. Je zakázáno zásobníky dopravovat a skladovat ve vodorovné poloze.

➤ **Technické údaje a rozměry nádrže RBC 2000:**

Celkový objem nádrže	2000 l
Objem topného hada	28,5 l
Plocha topného hada	4,5 m ²
Maximální provozní tlak topného hada	10 bar
Maximální provozní tlak nádrže	10 bar
Maximální provozní teplota topného hada	110 °C
Maximální provozní teplota nádrže	95 °C
Prázdná manipulační hmotnost nádrže	359 kg

Všechny rozměry akumulární nádrže jsou uvedeny v [mm]

A	2550
B	2090
C	1310
D	550
E	340
F	460
G	1160
H	927
I	1650
J	2210
Ø K	1400
Ø L	1200



Obrázek 7 – Grafické schéma akumulční nádrže

6.1.3 Elektrické topné těleso s termostatickou hlavicí [10]

➤ Technický popis:

Elektrické topné těleso se skládá z poniklovaného topného tělesa s vnějším závitem G 6/4", provozního kapilárového termostatu nastavitelného v rozsahu od $0 \pm 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ do $90 \pm 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (dolní teplota je z výroby omezena na cca $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ jako ochrana proti případnému zamrznutí) se spínací diferencí $7 \pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, napájecího kabelu $7 \times 1,5 \text{ mm}^2$ a kontrolky pro signalizaci stavu topného tělesa. Délka přívodního kabelu je 2 m. Tento produkt je navržen od firmy Regulus a cena tohoto výrobku činí 5 484 Kč včetně DPH.

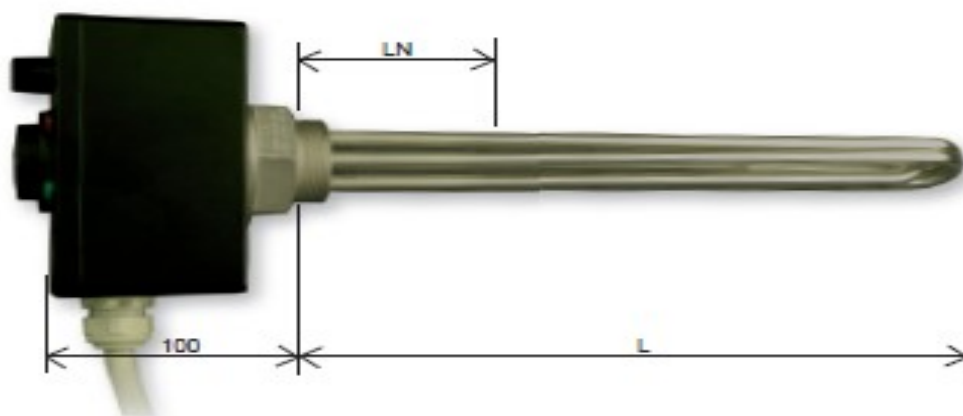
➤ **Rozměry a technické údaje:**

Výkon 4,5 kW

Elektrické připojení 3/N/PEAC 400/230V

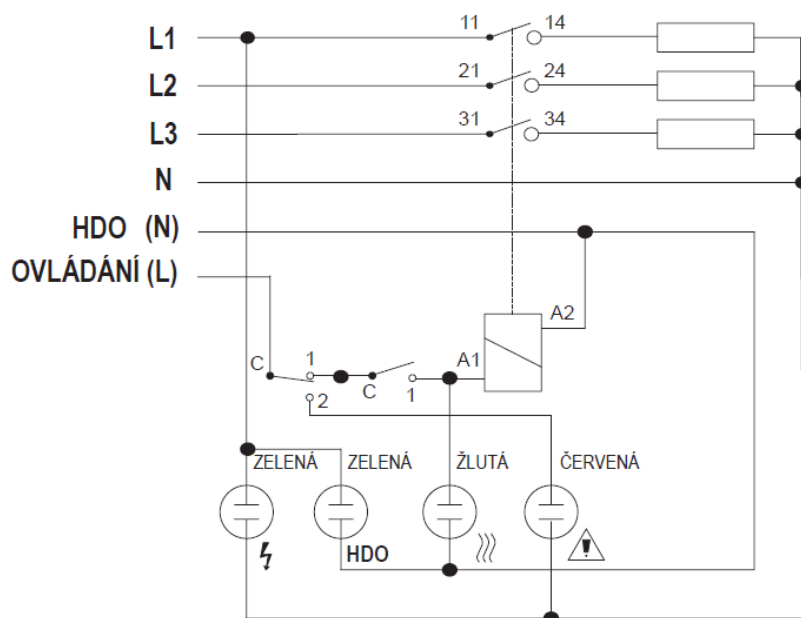
LN – netopící konec 100 mm

L – délka topného tělesa 383 mm



Obrázek 8 – Rozměry elektrického topného tělesa

➤ **Elektrické schéma zapojení topného tělesa:**



Obrázek 9 – Elektrické schéma zapojení topného tělesa o výkonu 4,5 kW

6.1.4 Expanzní nádoba pro topné systémy MB 12 IN LINE [10]

➤ **Popis a účel zařízení:**

Expanzní nádoba s pevnou membránou je určena k provozu v uzavřených tlakových topných systémech a umožňuje eliminovat zvýšený objem topného média, který je způsobený ohřevem. Tento výrobek je navržen od firmy Regulus a jeho cena bude činit 815 Kč včetně DPH.

➤ **Technické údaje:**

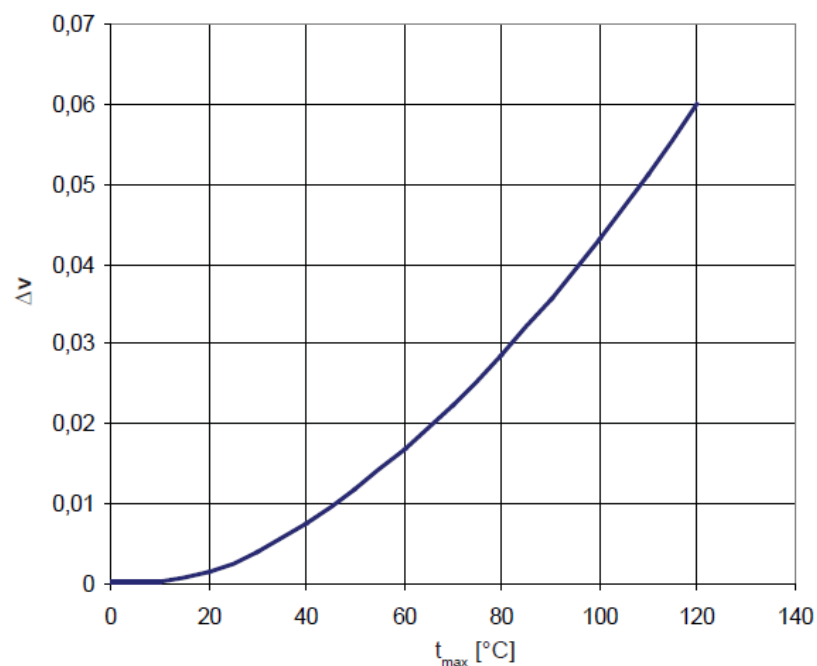
Nádoba je vyrobena z vysoce kvalitní svařované oceli, zcela automaticky, homologovaným postupem podle platných technických norem. Do nádoby se montuje nepropustná a pružná gumová membrána, která je velmi elastická a odolná vůči vysokým teplotám. Vnější ochrana spočívá v použití základové barvy a finálního laku nebo práškového laku.

Přesný objem expanzní nádoby bude navržen až při montáži. Důvodem jsou neznámé rozměry potrubí, tudíž i objemové množství vody v daném systému.

Výpočet objemu tlakové expanzní nádoby pro mezikruh výměník – akumulční nádrž:

$$V_e = \frac{1,3 \cdot V \cdot \Delta v \cdot (p_{h,dov} + 1)}{(p_{h,dov} - p_{h,min})} \quad [l] \quad (33)$$

kde:	V	- vodní objem celého mezikruhu	$[l]$
	Δv	- poměrné zvětšení vody při jejím ohřátí z 10 °C na maximální teplotu vody v mezikruhu T_{max}	$[-]$
	T_{max}	- maximální provozní teplota otopné soustavy	$[^{\circ}C]$
	$p_{h,dov}$	- maximální provozní tlak v mezikruhu	$[bar]$
	$p_{h,min}$	- minimální provozní tlak v mezikruhu	$[bar]$



Obrázek 10 – Graf závislosti poměrného zvětšení objemu vody Δv na T_{\max}

➤ **Parametry a specifikace:**

Objem expanzní nádoby	12 l
Průměr nádoby	267 mm
Výška nádoby	334 mm
Připojení nádoby	3/4"
Hmotnost nádoby	3,2 kg
Maximální pracovní tlak	3 bar
Předtlakováno	1,5 bar



Obrázek 11 – Expanzní nádoba MB 12 IN LINE

6.1.5 Teploměry [10]

➤ Popis zařízení

Teploměry pro přímou montáž snímají teplotu bimetalovým čidlem, umístěným na konci stonku přístroje. Modely pro snímání teploty kapaliny jsou dodávány s jímkou, která se zašroubuje do nátrubku na potrubí, nádrži či jiném zařízení. Teploměr se pak umístí do jímky. Teplota je zobrazována ukazatelem na stupnici přístroje. Jednotlivé modely se liší teplotním rozsahem a délkou stonku a jímky. Model s delším stonkem je určen pro snímání teploty v zásobnících a akumulacích nádržích, kde je kvůli průchodu izolací dlouhý nátrubek.

➤ Parametry a specifikace:

Měřicí rozsah 0 – 120°C

Průměr teploměru 63 mm

Délka stonku 150 mm

Teploměr s délkou stonku 150 mm bude použit jeden kus a to pro měření teploty TUV v akumulacích nádrží. Ostatní měřidla jsou navrženy pouze s délkou stonku 40 mm. Celkový počet měřidel teploty činí 3 kusy. Tento produkt je použit od firmy Regulus. Cena teploměru pro akumulacích nádrž je 215 Kč včetně DPH a pro ostatní teploměry je 116 Kč včetně DPH za kus.



Obrázek 12 – Teploměr s přímou montáží

6.1.6 Tlakovoměry [10]

➤ Popis zařízení:

Tlakovoměry pro přímou montáž se umísťují na nátrubek obvykle na potrubí. Tlak se zobrazuje na stupnici s ukazatelem. Pro umístění na různě orientované nátrubky jsou k dispozici modely se zadním nebo spodním připojením. Jednotlivé modely se liší tlakovým rozsahem, velikostí, umístěním připojení a dimenzí připojovacího závitu.

➤ Parametry a specifikace:

Měřicí rozsah 0 – 10 bar

Průměr tlakovoměru 63 mm

Připojení k potrubí G 1/4"

Tlakovoměry budou použity od firmy Regulus v počtu tří kusů. Cena jednoho kusu činí 109 Kč včetně DPH.



Obrázek 13 – Tlakovměř s přímou montáží

6.1.7 Pojistný ventil [10]

➤ Popis zařízení:

Jsou určeny pro ochranu uzavřených systémů nebo zařízení naplněných vodou s membránovou expanzní nádobou. Nacházejí uplatnění v zařízeních pro topení, chlazení a otopných či chladicích systémech. Montují se na nátrubek na potrubí nebo na tělese spotřebiče opatřený 1/2“ vnějším závitem. Jednotlivé modely se liší velikostí pojistného tlaku.

➤ Parametry a specifikace:

Připojovací závít 1/2“ F/F

Tlak 6 bar

Pojišťovací ventily budou použity od firmy Regulus v počtu dvou kusů. Cena jednoho kusu činí 139 Kč včetně DPH.



Obrázek 14 – Pojistný ventil PV 6 1/2“ F/F

6.1.8 Odvzdušňovací ventil [10]

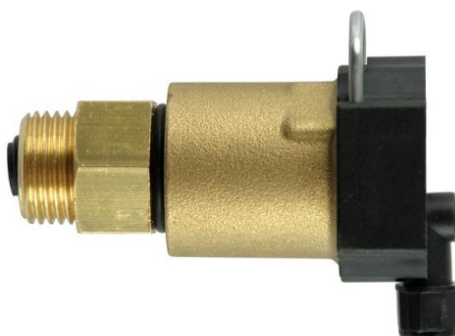
➤ Popis zařízení:

Jsou určeny pro odvzdušnění otopných či chladicích systémů nebo zařízení pro tyto systémy. Připojují se na speciální zpětný ventilek umístěný v nátrubku na potrubí nebo na tělese spotřebiče do nejvyššího místa.

➤ **Parametry a specifikace:**

Připojovací závit 1/2"

Odvzdušňovací ventil je automatický se zpětným ventilem a bočním výstupem. Bude použit od firmy Regulus v počtu jednoho kusu. Cena činí 176 Kč včetně DPH.



Obrázek 15 – Odvzdušňovací ventil OV – 1/2" BV ZV

6.1.9 Vypouštěcí a napouštěcí ventil [10]

➤ **Popis zařízení:**

Jsou určeny pro vypouštění a napouštění otopných či chladících systémů nebo zařízení pro tyto systémy. Montují se na nátrubek na potrubí nebo na tělese spotřebiče opatřeného 1/2" vnitřním závitem.

➤ **Parametry a specifikace:**

Připojovací závit 3/4"

Tento ventil bude použit od firmy Regulus v počtu dvou kusů. Cena jednoho kusu činí 142 Kč včetně DPH.



Obrázek 16 – Vypouštěcí a napouštěcí ventil s víčkem

6.1.10 Kulový kohout závitový ovládaný pákou [12]

➤ **Použití:**

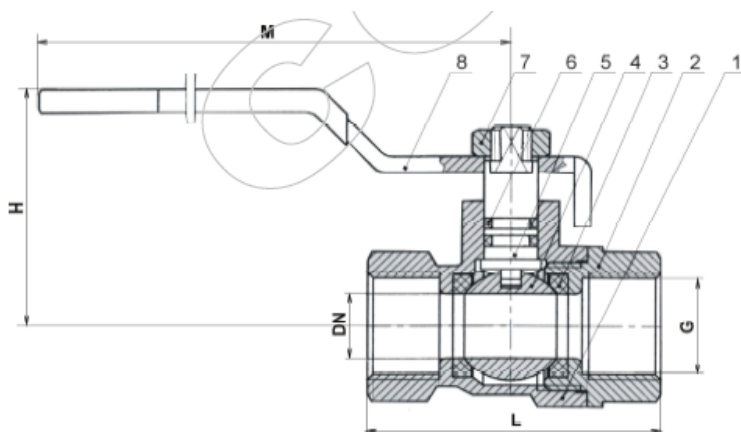
- pro neagresivní provozní kapaliny - teplá a studená voda

➤ **Provedení:**

- plný průtok
- závit vnitřní / vnitřní G 3/4"
- závitové konce, délka závitu dle ČSN ISO 7-1/1996
- mosaz niklovaná a mosaz pochromovaná

➤ **Provozní teploty a tlaky:**

- rozsah pracovních teplot: - 10°C až 120°C
- maximální tlak: PN30



Tabulka rozměrů :

G	DN	H	M	L
3/8"	10	36,8	89,5	43,5
1/2"	15	39,5	101	47
3/4"	20	42,5	101	53,5
1"	25	56	112	65
1 1/4"	32	62,5	132	73
1 1/2"	40	67	132	81
2"	50	91	161	98
2 1/2"	65	113,5	225	135,5
3"	80	119,5	225	151
4"	100	139,5	225	180

Obrázek 17 – Řez kulového kohoutu



Obrázek 18 – Kulový ventil závitový ovládaný pákou

Tento kulový kohout bude použit od firmy COREX Pardubice v počtu 10 kusů. Cena jednoho kusu činí 64 Kč včetně DPH.

6.1.11 Oběhové teplovodní čerpadlo [14]

Oběhová čerpadla slouží k zajištění cirkulace vody v systému. Z důvodu jejich specifického využití se na oběhová čerpadla kladou v některých detailech zvláštní nároky. Běží často celý rok nepřetržitě a často pracují s teplou vodou. Oběhová čerpadla musejí být bezúdržbová, spolehlivá, velice tichá a mít naprosto minimální spotřebu.

Přesný typ čerpadla je třeba zvolit, až budou známy rozměry propojovacího potrubí mezi jednotlivými komponenty, ze kterých se stanoví tlaková ztráta potrubního systému. Dále není známa tlaková ztráta ventilů, tvarovek, odboček, topného hada v akumulární nádrži a v neposlední řadě také není známa tlaková ztráta navrhovaného regeneračního trubkového výměníku tepla. Vhodné čerpadlo bude zvoleno až při montáži, ve většině případu vyhoví oběhové čerpadlo od firmy REMONT ČERPADLA s.r.o., která nabízí širokou škálu vhodných oběhových čerpadel pro topné systémy. Cena čerpadla činí 2 112 Kč včetně DPH. Mezi základní rozhodující kritéria pro volbu oběhového čerpadla patří maximální průtok, maximální výtlačk a rozměry sací a výtlačné příruby. Pro nastavení optimálního průtoku vody v mezikruhu výměník – akumulární nádrž zvolíme vhodné otáčky čerpadla.

Příklad oběhového teplovodního čerpadla:



Obrázek 19 – Teplovodní oběhové čerpadlo CKR 130/55

➤ **Parametry čerpadla:**

Maximální výtlač	5,5 m
Maximální průtok	50 l/min
Jmenovité napětí	230 V
Připojovací rozměr – výtlač	1 ½“
Připojovací rozměr – saní	1 ½“
Regulace otáček	ano

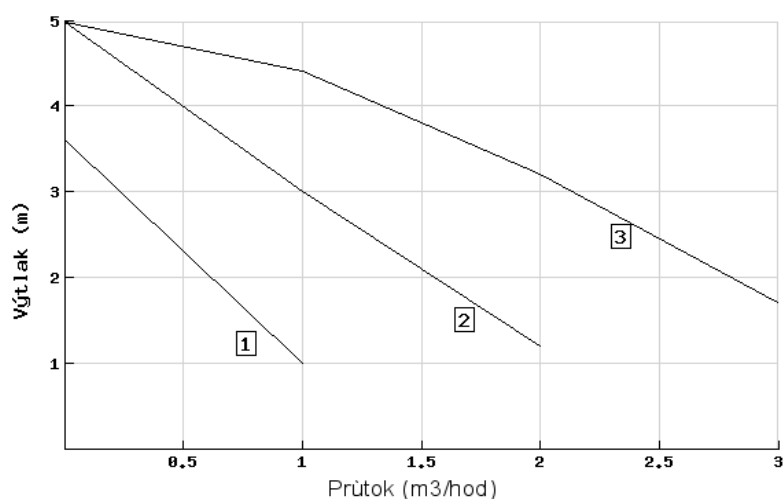
➤ **Vlastnosti čerpadla:**

Třírychlostní oběhová čerpadla s mokroběžným rotorem řady CRK jsou určena k čerpání teplé vody bez obsahu vydírajících nečistot, výbušných a agresivních látek s maximálním obsahem glykolu do 30%.

➤ **Použití čerpadla:**

V topných systémech, kotlích, výrobních zařízeních, chladících a klimatizačních jednotkách.

➤ **Křivky výkonu:**



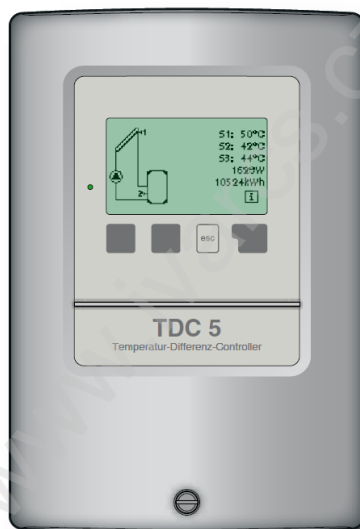
Obrázek 20 – Graf závislosti průtoku média na výtlaču čerpadla

6.1.12 Oběhové olejové čerpadlo

Vřazením tepelného výměníku do olejového okruhu chlazení kompresoru dojde ke zvýšení tlakové ztráty. Je třeba ověřit, zda výkon stávajícího oběhového čerpadla oleje je ještě dostatečný pro pokrytí této ztráty, případně nahradit původní čerpadlo výkonnějším.

6.1.13 Řídící jednotka čerpadla a ventilátoru včetně teplotních čidel [15]

Jako řídicí jednotka bude použit programovatelný regulátor teploty vody a oleje v obou okruzích od firmy IVAR CS s. r. o. typ Diferenciální regulátor teploty TDC 5. Součástí regulátoru teploty jsou ponorná čidla Pt1000 do 180°C a příložná čidla Pt1000 až do 95°C. Cena tohoto produktu činí 7680 Kč včetně DPH.



Obrázek 21 – Diferenciální regulátor teploty TDC 5

6.2 Popis tepelného schématu

Primárním prvkem celého systému bude rekuperační trubkový výměník tepla (chladič voda – olej). Cirkulaci oleje a topné vody budou v obou větvích zajišťovat dvě oběhová čerpadla (OČ 1, OČ 2). U každého komponentu zařazeného v potrubním systému budou uzavírací kulové kohouty, kvůli jednoduchému odstavení. V případě nutnosti odstavení celého mezikruhu bude zajištěno propojení olejového okruhu přes chladič vzduch - olej bez tepelného výměníku. Pro kompenzaci objemové roztažnosti vody bude napojena ochranná expanzní nádoba. Meziokruh bude také opatřen pojišťovacím, napouštěcím, vypouštěcím a odvzdušňovacím ventilem. Pro sledování teplotních a tlakových hodnot bude celý systém opatřen teploměry a tlakoměry.

6.3 Systémová regulace projektu

Celý systém bude ovládán, čili regulován dvěmi řídicími jednotkami, realizovanými Diferenciálním regulátorem teplot TDC 5. Primární řídicí jednotka čerpadla bude ovládat chod oběhového čerpadla (OČ 1). Vstupní nebo také akční veličiny pro regulaci oběhového čerpadla budou dvě teplotní veličiny, které budou snímat teplotní čidla (TČ 1 a TČ 2). Teplotní čidlo (TČ 1) bude snímat teplotu topné vody na výstupu z akumulární nádrže. Druhé teplotní čidlo (TČ 2) bude snímat teplotu topné vody na vstupu do akumulární nádrže. Pokud řídicí jednotka vyhodnotí, že teploty jsou mezi sebou rozdílné a jejich difference je vyšší než žádaná, spustí oběhové čerpadlo (OČ 1). Po spuštění čerpadla bude docházet k cirkulaci topné vody a také k ohřevu akumulované vody v nádrži. Když dojde k vyrovnání obou teplotních veličin, řídicí jednotka tuto situaci vyhodnotí a ukončí běh čerpadla. V případě poruchy, údržby nebo čištění systému bude v akumulární nádrži instalována elektrická topná spirála s výkonem 4,5 kW, která bude sloužit pro ohřev popřípadě dohřev TUV.

Jelikož nově navržený výměník tepla nevyužije všechno vyrobené teplo z kompresoru, nýbrž jen 16 kW z původních 36 kW, musí být v systému ponechán i původní chladič vzduch - olej V tomto chladiči se bude odvádět přebytečné teplo do okolí a také bude udržovat požadovanou teplotu na vstupu do šroubového bloku. Tento chladič bude chlazen přídatným ventilátorem, který bude regulován autonomní řídicí jednotkou ventilátoru. Akční veličinou pro řídicí jednotku ventilátoru bude teplota oleje na vstupu do šroubového bloku, která bude snímána teplotním čidlem (TČ 3). Po vyhodnocení překročení žádané teploty oleje řídicí jednotka zapne elektromotor ventilátoru pro konečné dochlazení oleje. Tento chladič je instalován s chladícím výkonem 36 kW. Proto dokáže udržet i požadovanou teplotu na vstupu do šroubového bloku v případě, že dojde k odstavení trubkového výměníku.

7 Ekonomické vyhodnocení využití odpadního tepla

Původní ohřev TUV byl prováděn plynovým kotlem. Šroubový kompresor bude v provozu každý den v roce po dobu 12 hodin.

7.1 Provozní náklady stávajícího ohřevu teplé vody plynem

Denní potřeba tepla na ohřev teplé vody na osobu [16]:

$$Q_{TUV,d} = (1+z) \cdot \frac{\rho_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot V_{OS} \cdot (t_{50} - t_{10})}{3600}$$
$$Q_{TUV,d} = (1+0,5) \cdot \frac{1000 \cdot 4186 \cdot 0,05 \cdot (50-10)}{3600} \quad (34)$$
$$Q_{TUV,d} = 3,5 \text{ kWh}$$

kde: z	- koeficient energetických ztrát systému v nových stavbách je 50%	$[-]$
ρ_{H_2O}	- hustota vody	$[kg \cdot m^{-3}]$
c_{p,H_2O}	- měrná tepelná kapacita vody	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
V_{OS}	- celková potřeba teplé vody na osobu za den činí 50 litrů	$[m^3 \cdot den^{-1}]$
t_{50}	- teplota požadované ohřáté vody je 50°C	$[^{\circ}C]$
t_{10}	- teplota vody z vodovodního řádu je 10°C	$[^{\circ}C]$

Počet osob zásobovaných teplou vodou:

$$n_{os} = \frac{Q \cdot t_{pk}}{Q_{TUV,d}} = \frac{16 \cdot 12}{3,5} = 54,8 \approx 50 \text{ osob} \quad (35)$$

kde: Q	- tepelný výkon výměníku	$[kW]$
t_{pk}	- denní doba provozu výměníku	$[hod]$
$Q_{TUV,d}$	- denní potřeba tepla na ohřev teplé vody na osobu	$[kWh]$

Roční spotřeba zemního plynu pro 50 osob:

$$SP_{rok} = 365 \cdot n_{OS} \cdot Q_{TUV,d} = 365 \cdot 50 \cdot 3,5 = 63875 \text{ kWh} \quad (36)$$

kde: n_{OS} - počet osob zásobovaných teplou vodou $[-]$
 $Q_{TUV,d}$ - denní spotřeba tepla na ohřev teplé vody na osobu $[kWh]$

Roční náklady na ohřev teplé vody plynem pro 50 osob:

$$\begin{aligned} N_{RP} &= 365 \cdot n_{OS} \cdot Q_{TUV,d} \cdot C_{kWh} + 12 \cdot C_m \\ N_{RP} &= 365 \cdot 50 \cdot 3,5 \cdot 1,52 + 12 \cdot 491,3 \\ N_{RP} &= 102827 \text{ Kč / rok} \end{aligned} \quad (37)$$

kde: n_{OS} - počet osob zásobovaných teplou vodou $[-]$
 $Q_{TUV,d}$ - denní spotřeba tepla na ohřev teplé vody na osobu $[kWh]$
 C_{kWh} - cena zemního plynu [18] $[Kč / kWh]$
 C_m - stálý měsíční plat při spotřebě do 63 000 kWh/rok [18] $[Kč / mes]$

7.2 Pořizovací náklady na ohřev teplé vody odpadním teplem z kompresoru

Cena jednotlivých technologických součástí:

➤ Rekuperační trubkový výměník tepla:	98 900 Kč
➤ Akumulační nádrž RBC 2000	139 200 Kč
➤ Elektrické topné těleso s termostatickou hlavicí 4,5 kW	5 484 Kč
➤ Expanzní nádoba pro topné systémy MB 12 IN LINE	815 Kč
➤ Teploměry – 3 ks	447 Kč
➤ Tlakovoměry – 3 ks	327 Kč
➤ Pojistný ventil – 2 ks	278 Kč
➤ Odvzdušňovací ventil	176 Kč
➤ Vypouštěcí a napouštěcí ventily – 2 ks	284 Kč
➤ Kulový kohout závitový ovládaný pákou – 10 ks	640 Kč
➤ Oběhové teplovodní čerpadlo	2 112 Kč
➤ Řídicí jednotka čerpadla a ventilátoru včetně teplotních čidel	7 680 Kč

➤ Rozvody potrubí	11 500 Kč
➤ Ostatní náklady	3 057 Kč
➤ <u>Instalace včetně montážní projektové dokumentace</u>	<u>48 800 Kč</u>
Celková cena pořizovacích nákladů (IN)	319 700 Kč

Ostatní provozní náklady na elektrickou energii, obsluhu zařízení a údržbu zařízení jsou srovnatelné u obou způsobů ohřevu TUV. Cena výměníku tepla byla odvozena s obdobného sériově vyráběného výměníku, která byla pro ekonomické vyhodnocení dvojnásobně navýšena, jelikož se jedná o kusovou výrobu.

7.3 Ekonomická efektivnost investic [17]

Ekonomická efektivnost investic byla vyhodnocena z prosté doby návratnosti a nezahrnuje změny v diskontních sazbách na finančním trhu.

Doba návratnosti:

$$T_s = \frac{IN}{N_{RP}} = \frac{319\,700}{102\,827} = 3,11 \text{ roků} \quad (38)$$

kde: IN - celková cena pořizovacích nákladů $[Kč]$
 N_{RP} - roční náklady na ohřev vody plynem $[Kč/rok]$

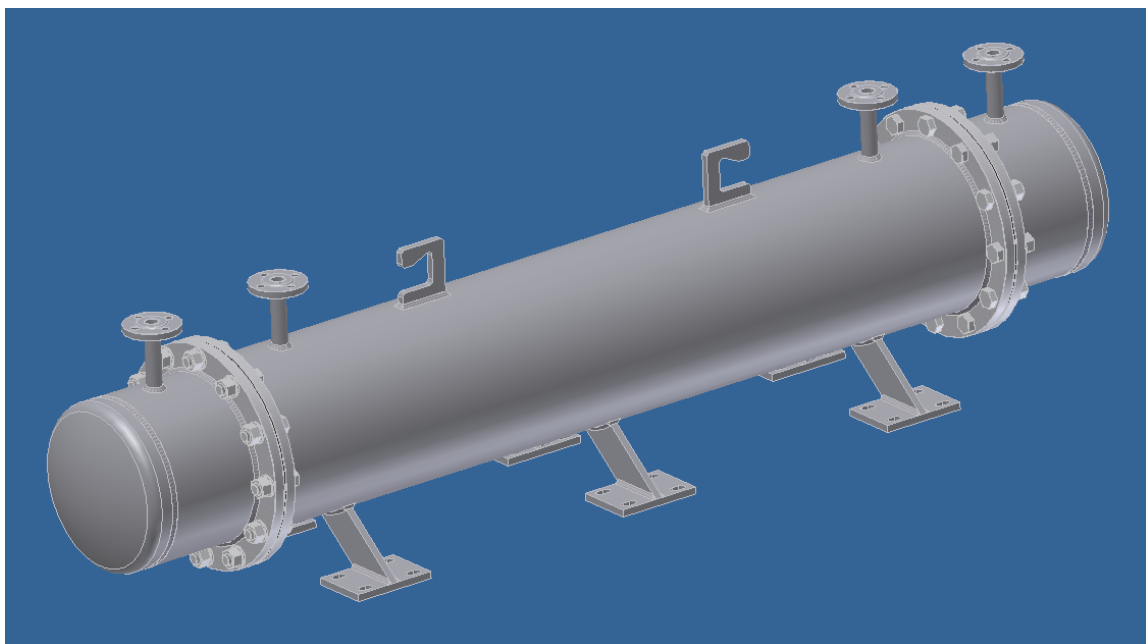
8 Závěr

Pro ohřev teplé užitkové vody je využito odpadní teplo z olejového chlazení šroubového kompresoru. Celé zpracování návrhu bylo řešeno s tím, že výměník tepla bude nasazován v náročných provozních podmínkách v těžkém průmyslu, s předpokladem vysoké prašnosti, což potvrdilo i měření různých provozních stavů na původním systému chlazení šroubového kompresoru. Parametry naměřené po vyčištění zařízení chladicího okruhu oleje, byly výrazně odlišné od předchozích naměřených parametrů před čištěním.

Přestože je vzduch stlačovaný šroubovým kompresorem nasáván přes sací filtr, nelze zamezit tomu, aby jemné nečistoty obsažené v nasávaném vzduchu nekontaminovaly chladicí olej. V porovnání s deskovými křížovými konstrukcemi má trubkový výměník tepla větší rozměry a vyšší hmotnost při stejném tepelném výkonu. Vzhledem k dané situaci provozních podmínek je právě k tomuto účelu rekuperační trubkový výměník tepla vhodný pro svou snadnou údržbu, čištění a provozní spolehlivost. Vyšší účinnosti lze dosáhnout přehrazením toku oleje, čímž dojde ke změně směru proudění z podélného na příčné a k prodloužení kontaktní doby pro výměnu tepla mezi oběma kapalinami. Naproti tomu zvýšením účinnosti tímto uspořádáním stoupají tlakové ztráty v okruhu chlazení kompresoru a zvyšuje se pracnost údržby a čištění výměníku.

Zařazením trubkového výměníku tepla do chladicího okruhu oleje šroubového kompresoru vznikl další chladicí mezikruh vody. V obou chladicích okruzích jsou regulovány teploty kapalin nezávislými regulačními obvody pomocí dvouhodnotových regulátorů s hysterezí 0,5 až 3°C. Vhodnější by byl způsob spojitě regulace s plynulým řízením otáček ventilátoru a čerpadla. Tato varianty by vedly ke zvýšení celkových pořizovacích nákladů a prodloužení doby návratnosti.

Vzhledem ke stále se zvyšujícím cenám všech energií je investice do zpětného získání tepla výhodná a díky velmi zajímavým úsporám má rychlou návratnost. Finanční prostředky vynaložené na nákup zemního plynu pro ohřev teplé užitkové vody představují rozhodující část nákladů. Přitom si musíme uvědomit, že ceny zemního plynu v budoucnosti stále porostou. Z uvedených důvodů nám dnes každá investice do úspory energie s krátkodobou návratností přinese v budoucnosti nemalý zisk. Mezi tyto ekonomicky výhodné investice patří i celý tento projekt na využití odpadního tepla z chlazení šroubového kompresoru s dobou návratnosti okolo tří let.



Obrázek 22 – Rekuperační trubkový výměník tepla

9 Seznam použité literatury

- [1] Kolat P. (1986) Přenos tepla a hmoty, Ostrava, VŠB – TUO
- [2] Ražnjevič K. (1975) Termodynamické tabulky, Zagreb
- [3] Přehled měděného potrubí
<http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/36-medene-trubky>
- [4] Kadlec Z. (2009) Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty, Ostrava, ISBN: 978 – 80 – 7385 – 061 – 6
- [5] http://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavní_strana
- [6] Přehled nerezového bezešvého potrubí
<http://www.armat.cz/pdf/nerezove-trubky-bezesve.pdf>
- [7] Protiproudý výměník tepla bez změny skupenství látek
http://www.spsko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTER_NET_DOC/20_Protiproudvy_vymenik_tepla.pdf
- [8] Souproudý výměník tepla bez změny skupenství látek
http://www.spsko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTER_NET_DOC/19_Souproudvy_vymenik_tepla.pdf
- [9] Přivařovací příruby ploché
<http://www.komap.cz/data/tabulky/45-KAT08%20pl%20PN6.pdf>
- [10] Akumulační nádrže a elektrické topné tělesa
<http://www.regulus.cz>
- [11] Nerezové materiály
<http://www.nerezove-materialy.cz>
- [12] Kulové kohouty
<http://www.corex-pardubice.cz/sortiment/kulove-kohouty.aspx>
- [13] Termočlánky
<http://www.e-pristroje.cz/teplotni-cidla.html>
- [14] Oběhová čerpadla
<http://obchod.remont-cerpadla.cz>

- [15] Řídicí jednotka čerpadla a ventilátoru
www.ivarcs.cz/?download=/_ivar-trio-navody/tdc5-cz-termostat.pdf
- [16] Potřeba tepla pro ohřev teplé vody
<http://vytapieni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/47-potreba-tepla-pro-vytapieni-a-ohrev-teple-vody>
- [17] Ekonomická návratnost investic
<http://www.tzb-info.cz/2786-vypoctova-pomucka-ekonomicka-efektivnost-investic-ii>
- [18] Přehled cen zemního plynu pro kategorii domácnost a maloodběratel
http://www.rwe.cz/cs/media/ceny-zp-2012/01_SMP_prehled_ZP_010112.pdf?jis=20120514111352

10 Seznam příloh

Příloha A	A2-VÝMĚNÍK-Q16	Trubkový výměník
Příloha B	A2-VÝMĚNÍK-Q16-01	Trubkovnice s trubkami
Příloha C	A3-VÝMĚNÍK-Q16-01-001	Trubkovnice
Příloha D	A4-VÝMĚNÍK-Q16-01-002	Trubka měděná
Příloha E	A2-VÝMĚNÍK-Q16-02	Příruba pro vstup vody
Příloha F	A3-VÝMĚNÍK-Q16-02-001	Přívodní příruba
Příloha G	A3-VÝMĚNÍK-Q16-02-002	Plášť přívodní příruby
Příloha H	A3-VÝMĚNÍK-Q16-02-003	Víko
Příloha I	A4-VÝMĚNÍK-Q16-02-004	Přívodní trubka pro vodu
Příloha J	A4-VÝMĚNÍK-Q16-02-005	Příruba DN15
Příloha K	A2-VÝMĚNÍK-Q16-03	Plášť s podstavou
Příloha L	A3-VÝMĚNÍK-Q16-03-001	Příruba pláště
Příloha M	A3-VÝMĚNÍK-Q16-03-002	Plášť
Příloha N	A4-VÝMĚNÍK-Q16-03-004	Přívodní trubka pláště
Příloha O	A4-VÝMĚNÍK-Q16-03-005	Podpěra
Příloha P	A4-VÝMĚNÍK-Q16-03-006	Podstava
Příloha Q	A4-VÝMĚNÍK-Q16-03-007	Závěsné ucho
Příloha R	A4-VÝMĚNÍK-Q16-04	Těsnění příruby
Příloha S	A4-VÝMĚNÍK-Q16-05	Těsnění trubkovnice
Příloha T	A3-VÝMĚNÍK-Q16-SCHÉMA	Tepelné a regulační schéma